

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

553040

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2004年10月28日 (28.10.2004)

PCT

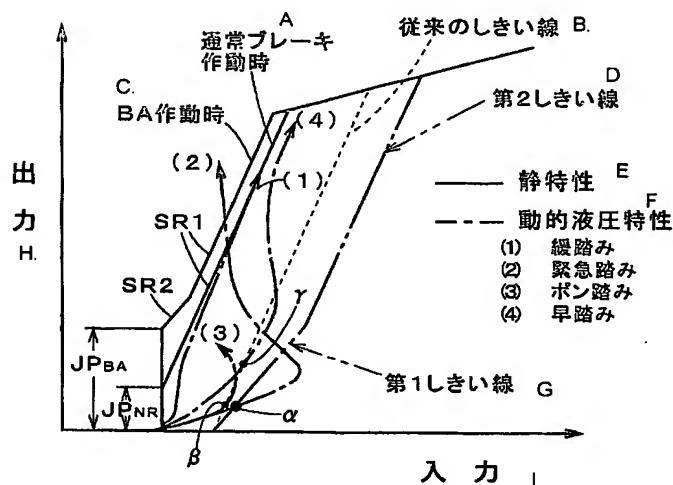
(10) 国際公開番号
WO 2004/091989 A1

- (51) 国際特許分類: B60T 13/573, 8/00, 13/66
 (21) 国際出願番号: PCT/JP2004/005234
 (22) 国際出願日: 2004年4月13日 (13.04.2004)
 (25) 国際出願の言語: 日本語
 (26) 国際公開の言語: 日本語
 (30) 優先権データ:
 特願2003-114580 2003年4月18日 (18.04.2003) JP
 (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 株式会社ボッシュオートモーティブシステム(BOSCH AUTOMOTIVE SYSTEMS CORPORATION) [JP/JP]; 〒1508360 東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
 (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 井上 英文 (INOUE, Hidefumi) [JP/JP]; 〒3550021 埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 株式会社ボッシュオートモーティブシステム Saitama (JP). 高崎 良保 (TAKASAKI, Yoshiyasu) [JP/JP]; 〒3550021 埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 株式会社ボッシュオートモーティブシステム Saitama (JP).
- (74) 代理人: 青木 健二, 外(AOKI, Kenji et al.); 〒1100005 東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル7階 梶特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM,

[続葉有]

(54) Title: NEGATIVE PRESSURE DOUBLING DEVICE

(54) 発明の名称: 負圧倍力装置



- A...DURING NORMAL BRAKE OPERATION
 B...CONVENTIONAL THRESHOLD LINE
 C...BA OPERATION
 D...SECOND THRESHOLD LINE
 E...STATIC CHARACTERISTIC
 F...DYNAMIC LIQUID PRESSURE CHARACTERISTIC
 G...FIRST THRESHOLD LINE
 H...OUTPUT
 I...INPUT
 (1)...SLOW STEPPING
 (2)...EMERGENCY STEPPING
 (3)...ABRUPT STEPPING
 (4)...QUICK STEPPING

(57) Abstract: In the negative pressure doubling device of the invention, a threshold line is set for starting a BA operation at a pedal stepping speed not less than a set speed, and the inclination of the threshold line is set equal to that for a servo ratio (SR2) smaller than a servo ratio (SR1) for normal brake operation in a low input region (small pedal stepping force region), while in a high input region (large pedal stepping force region) it is set equal to the size of a servo ratio (SR1) during normal brake operation. That is, the threshold line for starting the BA operation is adjustable for low input and high input. And even if the brake pedal is stepped at a stepping speed not less than the set speed in spite of not being in an emergency, the BA operation is not performed; thus, unnecessary BA operation is prevented. In an emergency and when the brake pedal is stepped at a stepping speed not less than the set speed and with more than a set stepping force, the BA operation is performed.

(57) 要約: 本発明の負圧倍力装置は、設定速度以上のペダル踏込速度でBA作動開始のためのしきい線が設定され、このしきい線の傾きは、低入力域(小さなペダル踏込力域)では通常ブレーキ作動時のサ-ボ比SR1より小さなサ-ボSR2と同じに設定され、高入力域(大きなペダル踏込力域)では通常ブレーキ作動時のサ-ボ比SR1の大きさと同じに設定される。すなわち、BA作動を開始するためのしきい線が低入力時と高入力時で調節可能にしている。そして、緊急時でないにもかかわらず、設定速度以上の踏込速度でブレーキペダルが踏み込まれても、BA作動は行われず、不要なBA作動が防止される。緊急時で、設定速度以上の踏込速度でかつ設定踏込力以上でブレーキペダルが踏み込まれたとき、BA作動が行われる。

WO 2004/091989 A1

急時で、設定速度以上の踏込速度でかつ設定踏込力以上でブレーキペダルが踏み込まれたとき、BA作動が行われる。



DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 国際調査報告書

- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ(AT, BE, BG, CH, CY,

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

明細書
負圧倍力装置

背景技術

本発明は、ブレーキ倍力装置等に用いられる負圧倍力装置の技術分野に属し、特に、緊急ブレーキ作動時等の緊急作動時に通常作動時より大きな出力を得ることのできる負圧倍力装置の技術分野に属するものである。

従来、乗用車等の自動車のブレーキシステムにおいては、ブレーキ倍力装置に負圧を利用した負圧倍力装置が用いられている。このような従来の一般的な負圧倍力装置では、パワーピストンで通常時負圧が導入される定圧室と圧力が変わる変圧室とに区画されている。そして、ブレーキペダルの通常の踏み込みによる通常ブレーキ作動時に、入力軸の前進で制御弁が切り換わり、変圧室に大気が導入される。すると、変圧室と定圧室との間に差圧が生じてパワーピストンが前進するので、負圧倍力装置がペダル踏力に基づく入力軸の入力を所定のサーボ比で倍力して出力する。この負圧倍力装置の出力により、マスターシリンダがマスターシリンダ圧を発生し、このマスターシリンダ圧でホイールシリンダが作動して通常ブレーキが作動する。

ところで、緊急にブレーキをかけようとした場合、例えば初心者等の運転の未熟なドライバー等は、一般に緊急ブレーキのためのブレーキペダル操作を確実に行うことができない場合がある。そこで、機械的に感知したブレーキペダルの踏込速度に対応して入出力特性が変わる、いわゆる速度感知型機械式のブレーキアシスト（以下、BAともいう）機能を有する負圧倍力装置が提案され、実用化されている。この機械式BA機能を有する負圧倍力装置は、ブレーキペダルが通常ブレーキ作動時より大きな踏込速度で踏み込まれた緊急ブレーキ作動時に、そのジャンピング量を通常ブレーキ作動時のそれよりも大きくすることで、通常ブレーキ作動時よりも大きな出力を発生するものである。

しかし、ブレーキペダルの踏込速度が通常ブレーキ作動時の踏込速度より大きい場合のみ、BA作動を行うようにしたのでは、ドライバーが緊急時ではないにもかかわらず、例えばポン踏み等の通常ブレーキ作動時より速いペダル踏込速

度であるが比較的小さいペダル踏力でブレーキペダルを踏み込んだ場合、負圧倍力装置は不要なBA作動を行ってしまう場合がある。このように、不要なBA作動が行われると、ドライバーはブレーキペダル踏み込み操作に違和感を感じるためペダルフィーリングが悪くなるばかりでなく、BA作動開始時における作動音の発生回数が多くなるという問題がある。

このようなことから、緊急時以外のBA作動を必要としないときにブレーキペダルが通常ブレーキ作動時より速く踏み込まれても、不要なBA作動が行われず、緊急時のBA作動を必要とするときにBA作動が確実に行われるようとした機械式BA機能を有する負圧倍力装置が提案されている（例えば、特開2001-341632号公報参照）。

この負圧倍力装置では、ペダル踏込速度に基づく入力ロッドの移動速度が通常ブレーキ作動時より大きい場合であっても、入力ロッドに加えられる入力が所定値より小さいときはBA作動は行われず、入力ロッドに加えられる入力が所定値以上であるときのみにBA作動が行われるようになっている。これにより、不要なBA作動が防止される。

しかしながら、前述の特開2001-341632号公報に開示の負圧倍力装置では、入力ロッドに加えられる入力が所定値より大きいときだけ、BA作動が開始されるようになっている。すなわち、BA作動が開始されるしきい値が、入力に関係なく一定となっている。このため、このしきい値の調整ができなく、緊急ブレーキ作動時のペダルフィーリングが必ずしも良好であるとは言えない。

また、前述の公開公報に開示の負圧倍力装置では、不要なBA作動を防止しがつ必要なBA作動を行うために、弁座部材40、補助保持部材50、保持部材52、および補助入力部材370などの多数の細かい部品を必要としている（なお、符号は前述の公開公報で用いられている符号である）。また、これらの細かい部品のうちいくつかの部品を互いに精度よく連結する必要があるため、各部品の連結部の形状および部品間の連結構造が複雑となっているばかりでなく、連結部での隙間を高精度に管理しなければならない。しかも、これらの部品は、従来の一般的な負圧倍力装置に設けられる入力部材37、反力部材54および当接部材70が配置されている近傍の狭い空間内に集約的に配置する必要がある。

このため、前述の公開公報に開示の負圧倍力装置は、機械式BAの構造がきわめて煩雑であり、しかも、組立に手間がかかり、コストが高くなるという問題がある。

発明の開示

本発明はこのような事情に鑑みてなされたものであって、その目的は、不要なアシスト作動を防止しつつ必要なアシスト作動を確実に行いつつ、構造がより簡単で、かつ組立に手間があまりかからない安価な機械式アシスト機能を有する負圧倍力装置を提供することである。

この目的を達成するために、本発明の負圧倍力装置は、入力部材の作動時に大気が導入されることで作動して出力部材から出力を発するとともに、この出力部材からの前記出力に応じた反力を反力部材により前記入力部材に伝達するようになっている負圧倍力装置において、前記入力部材が通常作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上でかつ設定値以上の入力で移動したときに作動して前記出力を通常作動時より迅速に増大する迅速出力増大手段を備え、この迅速出力増大手段の作動開始が前記反力部材により制御されることを特徴としている。

また、本発明は、シェルによって形成される空間内に対して進退自在に配設され、前記シェルを気密にかつ摺動自在に貫通するバルブボディと、このバルブボディに連結されるとともに前記空間内を負圧が導入される定圧室と作動時に大気が導入される変圧室とに区画するパワーピストンと、前記バルブボディに移動自在に配設された弁プランジャと、この弁プランジャに連結され前記バルブボディ内に進退自在に配設された入力軸と、前記パワーピストンの作動により前記バルブボディとともに移動して出力を発する出力軸と、前記バルブボディ内に配設され、前記弁プランジャの前進または後退により制御されて前記定圧室と前記変圧室との間を遮断または連通する真空弁と、前記バルブボディ内に配設され、前記弁プランジャの前進または後退により制御されて前記変圧室と大気との間を連通または遮断する大気弁と、前記出力軸からの反力を前記弁プランジャーに伝達するリアクションディスクとを少なくとも備えている負圧倍力装置において、前記入力軸が通常作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上でかつ設定値

以上の入力で移動したときに作動して前記出力を通常作動時より迅速に増大する迅速出力増大手段を備え、この迅速出力増大手段の作動開始が前記弁プランジャからの押圧力で生じる前記アクションディスクの凹みにより制御されることを特徴としている。

更に、本発明は、前記設定値が、前記入力が低入力域であるときに対応して設定され、前記入力の変化に対して第1設定傾きで直線的に変化する第1しきい線と、前記入力が高入力域であるときに対応して設定され、前記入力の変化に対して前記第1設定傾きと異なる第2設定傾きで直線的に変化する第2しきい線とかなることを特徴としている。

更に、本発明は、筒状のホルダが前記アクションディスクとの対向面の少なくとも一部を前記アクションディスクに当接されて前記バルブボディに設けられており、前記ホルダが、前記アクションディスクと対向しかつこのアクションディスクに当接可能な前記弁プランジャの対向端部または前記アクションディスクと対向しかつこのアクションディスクに当接可能に配置されて前記弁プランジャと前記アクションディスクとの間隔を調整する間隔部材を摺動可能に保持しており、前記ホルダの前記アクションディスクとの対向面に凹部が形成されており、前記入力軸が通常作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上で移動されたときで、前記入力が前記第1しきい線上の値以上でかつ前記低入力域であるときに、前記アクションディスクが前記凹部に当接しなく、前記入力軸が通常作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上で移動されたときで、前記入力が高入力域であるときに、前記アクションディスクが前記凹部に当接するようになっていることを特徴としている。

更に、本発明は、筒状のホルダが前記アクションディスクとの対向面の少なくとも一部を前記アクションディスクに当接されて前記バルブボディに設けられているとともに、この筒状のホルダ内にスリーブが摺動可能に設けられており、前記スリーブが、前記アクションディスクと対向しかつこのアクションディスクに当接可能な前記弁プランジャの対向端部または前記アクションディスクと対向しかつこのアクションディスクに当接可能に配置されて前記弁プランジャと前記アクションディスクとの間隔を調整する間隔部材を摺動可能に保持し

ており、更に、前記スリープの一端が前記リアクションディスクに当接可能であるとともに、前記スリープの他端が前記弁プランジャまたは前記間隔部材に当接可能であり、前記入力軸が通常作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上で移動されたときで、前記入力が前記第1しきい線以上の値以上でかつ前記低入力域であるときに、前記リアクションディスクが前記スリープの一端に当接しなく、前記入力軸が通常作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上で移動されたときで、前記入力が高入力域であるときに、前記リアクションディスクが前記スリープの一端に当接しかつ前記スリープの他端が前記弁プランジャまたは前記間隔部材に当接するようになっていることを特徴としている。

このように構成された本発明の負圧倍力装置によれば、迅速出力増大手段の作動開始を反力部材により制御することで、緊急時等の通常作動時より大きな出力を迅速に必要である場合には、迅速出力増大手段によるアシスト作動を確実に行うことができ、一方、通常作動時より大きな出力を迅速に必要としないにもかかわらず、入力部材が通常作動時より速く作動された場合には、迅速出力増大手段による不要なアシスト作動を防止できる。しかも、不要なアシスト作動を防止できることから、アシスト作動時の異音の発生回数を低減することができるとともに、迅速出力増大手段の作動回数が低減するので、迅速出力増大手段の耐久性が向上する。

しかも、迅速出力増大手段の作動開始を反力部材により制御しているので、アシスト作動が開始されるしきい位置を入力に応じて調整できるようになる。

また、迅速出力増大手段のアシスト作動を反力部材により制御しているので、迅速出力増大手段に従来から一般的な負圧倍力装置に用いられている反力部材および入力部材を用いることができるため、迅速出力増大手段に用いる新たな部品を若干数の部品で済ませることができる。したがって、迅速出力増大手段の構造を簡素化できるとともに組立を容易にでき、しかもコストを低減できる。

更に、本発明の負圧倍力装置によれば、迅速出力増大手段の作動開始を、入力に基づいた弁プランジャからの押圧力で生じるリアクションディスクの凹み量により制御することで、緊急時等の通常作動時より大きな出力を迅速に必要である場合には、迅速出力増大手段によるアシスト作動を確実に行うことができ、一方、

通常作動時より大きな出力を迅速に必要としないにもかかわらず、入力部材が通常作動時より速く作動された場合には、迅速出力増大手段による不要なアシスト作動を防止できる。

しかも、アシスト作動が開始されるしきい位置である弁プランジャの位置をリアクションディスクにより制御しているので、このしきい値を入力に応じて調整することができる。これにより、緊急作動時の良好なペダルフィーリングを得ることができる。

特に、本発明の負圧倍力装置をブレーキ倍力装置として用いることで、緊急ブレーキ作動時等の通常ブレーキ作動時より大きなブレーキ力を迅速に必要とする場合には、迅速出力増大手段によるブレーキアシスト作動を確実に行うことができ、一方、通常ブレーキ作動時より大きなブレーキ力を迅速に必要としないにもかかわらず、入力軸が通常作動時より速く作動された場合には、迅速出力増大手段による不要なブレーキアシスト作動を防止できる。

更に、アシスト作動時において、負圧倍力装置の入出力特性を低入出力域でのサーボ比と高入出力域でのサーボ比とを異ならせた二段入出力特性としているので、ドライバーのニーズにより確実に対応して緊急ブレーキをかけることができ、緊急ブレーキ時のペダルフィーリングをより一層良好にすることができる。

また、不要なアシスト作動を防止できることから、アシスト作動時の異音の発生回数を低減することができるとともに、迅速出力増大手段の作動回数が低減するので、迅速出力増大手段の耐久性が向上する。

更に、迅速出力増大手段のアシスト作動をリアクションディスクの凹み量により制御しているので、従来から一般的な負圧倍力装置に用いられているリアクションディスク、ホルダおよび弁プランジャにスリープ等の若干の構成部品を加えるだけで済ませることができる。したがって、迅速出力増大手段の構造を簡素化できるとともに組立を容易でき、しかもコストを低減できる。

図面の簡単な説明

図1は、本発明に係る負圧倍力装置の実施の形態の第1例を非作動状態で示す断面図である。

図2は、第1例の負圧倍力装置における真空弁および大気弁の部分を拡大して示す部分拡大断面図である。

図3は、第1例の負圧倍力装置における筒状部材の作動状態を部分的に示す図である。

図4は、第1例の負圧倍力装置におけるリアクションディスクと間隔部材との当接状態を示し、(a)は非作動時の当接状態を示す図、(b)は通常ブレーキ作動時の当接状態を示す図、(c)はBA作動時における低入出力域での当接状態を示す図、(d)はBA作動時における高入出力域での当接状態を示す図である。

図5は、第1例の負圧倍力装置におけるフック部の作動を説明し、(a)は両フック部が係合しない非作動状態を部分的に示す図、(b)は作動途中を部分的に示す図、(c)は両フック部が係合した状態を部分的に示す図である。

図6は、ジャンピング特性を有する第1例の負圧倍力装置における入出力特性を示すとともに、BA作動を開始するために設定されたしきい線を説明する図である。

図7は、本発明の実施の形態の第2例の負圧倍力装置におけるリアクションディスクと間隔部材との当接状態を示し、(a)は非作動時の当接状態を示す図、(b)は通常ブレーキ作動時の当接状態を示す図、(c)はBA作動時における低入出力域での当接状態を示す図、(d)はBA作動時における高入出力域での当接状態を示す図である。

図8は、ジャンピング特性を有する第2例および第3例の負圧倍力装置における入出力特性を示すとともに、BA作動を開始するために設定されたしきい線を説明する図である。

図9は、本発明の実施の形態の第3例の負圧倍力装置におけるリアクションディスクと間隔部材との当接状態を示し、(a)は非作動時の当接状態を示す図、(b)は通常ブレーキ作動時の当接状態を示す図、(c)はBA作動時における低入出力域での当接状態を示す図、(d)はBA作動時における高入出力域での当接状態を示す図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、図面を用いて、本発明を実施するための最良の形態について説明する。

図1は本発明に係るブレーキ倍力装置の実施の形態で負圧倍力装置に適用した第1例を非作動状態で示す断面図、図2は第1例の真空弁および大気弁の部分を拡大して示す部分拡大断面図、図3は第1例の筒状部材の作動状態を部分的に示す図、図4は第1例のリアクションディスクと間隔部材との当接状態を示し、

(a)は非作動時の当接状態を示す図、(b)は通常ブレーキ作動時の当接状態を示す図、(c)はB A作動時における低入出力域での当接状態を示す図、

(d)はB A作動時における高入出力域での当接状態を示す図、図5は図1に示す負圧倍力装置におけるフック部の作動を説明し、(a)は両フック部が係合しない非作動状態を部分的に示す図、(b)は作動途中を部分的に示す図、(c)は両フック部が係合した状態を部分的に示す図である。なお、以下の説明において、「前」および「後」はそれぞれ図において「左」および「右」を示す。

まず、この第1例の負圧倍力装置において、従来の一般的な負圧倍力装置と同じ構成部分について、符号のみで簡単に説明する。図1および図2において、1は負圧倍力装置、2はフロントシェル、3はリヤシェル、4はバルブボディ、4aはキー溝、5はパワーピストン、6はパワーピストン部材、7はダイヤフラム、8は定圧室、9は変圧室、10は本発明の入力部材である弁プランジャー、11は本発明の入力部材である入力軸、12は弁体、13は真空弁座、14は大気弁座、15は真空弁、16は大気弁、17は真空弁15と大気弁16とからなる制御弁、18は弁ばね、19は大気導入通路、20は真空通路、21はキー部材、22は間隔部材、23はリアクションディスク、24は本発明の出力部材である出力軸、25はリターンスプリング、26は負圧導入通路である。

なお、図3および図4(a)に示すように間隔部材22の前端面とこの間隔部材22の前端面に対向するリアクションディスク23の後端面との間には、軸方向の所定の間隙Lからなる空間S₁が形成されている。

次に、この第1例の負圧倍力装置1の、従来と異なる特徴部分の構成について説明する。

図2および図3に示すように、この第1例の負圧倍力装置1では、弁体12が

大気弁座 1 4 に着座可能な大気弁部 1 2 a と真空弁座 1 3 に着座可能な真空弁部 1 2 b とを備えており、これらの大気弁部 1 2 a と真空弁部 1 2 b とは連結具 1 2 c で連結されて、一体に移動するようにされている。

バルブボディ 4 の軸方向の内孔には、筒状部材 2 7 が O リング等のシール部材 2 8 で気密に摺動可能に嵌合されている。この筒状部材 2 7 は、筒状摺動部 2 7 a と、この筒状摺動部 2 7 a から前方に伸びた曲げ弹性変形可能な係合腕部 2 7 b とを有している。係合腕部 2 7 b は筒状摺動部 2 7 a を基端として曲げ弹性を有する片持ち状に形成され、その自由端にはフック部 2 7 c が形成されている。また、筒状摺動部 2 7 a とフック部 2 7 c との間の係合腕部 2 7 b には、内側に突出する突出部 2 7 d が形成されているとともに、この突出部 2 7 d の後面は外側に向かって後方に傾斜するテーパ面に形成された被押圧面 2 7 e とされている。更に筒状部材 2 7 の内周側には、キ一部材 2 1 に当接可能なストッパ部 2 7 f が形成されている。更に、筒状部材 2 7 の後端には、弁体 1 2 の真空弁部 1 2 b が着座可能な真空弁座 2 7 g が形成されている。この第 1 例の負圧倍力装置 1 では、この真空弁座 2 7 g も前述の真空弁座 1 3 とともに真空弁 1 5 を構成している

(以下、この第 1 例の説明では、バルブボディ 4 に形成された真空弁座 1 3 を第 1 真空弁座 1 3 といい、筒状部材 2 7 に形成された真空弁座 2 7 g を第 2 真空弁座 2 7 g という。)。

図 3 に拡大して示すように、バルブボディ 4 に設けられたリテーナ 2 9 と筒状部材 2 7 の筒状摺動部 2 7 a との間にはばね 3 0 が縮設されており、このばね 3 0 のばね力により、筒状部材 2 7 が常時後方に付勢されている。

図 2 に示すように、バルブボディ 4 の前端部には、筒状のホルダ 3 1 がバルブボディ 4 と一緒に固定されており、このホルダ 3 1 は間隔部材 2 2 および係合腕部 2 7 b のフック部 2 7 c を摺動可能にガイドするようになっている。図 5

(a) に拡大して示すように、ホルダ 3 1 の後端部外周にはフック部 3 1 a が設けられており、このフック部 3 1 a は係合腕部 2 7 b 側のフック部 2 7 c と軸方向に係合可能とされている。そして、負圧倍力装置 1 の非作動時には、図 5

(a) に示すように、フック部 3 1 a の係合面 3 1 a₁ とフック部 2 7 c の係合面 2 7 c₁ との間隔が所定の間隔 A に設定されていて、両フック部 2 7 c, 3 1 a は

互いに軸方向に係合しない状態に設定される。

また、ホルダ31の前端部には、リアクションディスク23に当接するフランジ31bが形成されており、このフランジ31bのリアクションディスク23との当接面31b側には、ホルダ31径方向中心と同心の環状の凹部31cが形成されている。この環状の凹部31cは中心孔31dに連通するようにして形成されている。なお、凹部31cは必ずしも中心孔31dに連通させる必要はなく、中心孔31dの内周縁とフランジ31bの外周縁とのいずれにも連通しないように設けることもできるし、また、フランジ31bの外周縁に連通するように設けることもできる。更に、環状の凹部31cは周方向に連続的に設けることもできるし、周方向に断続的に設けることもできる。この凹部31cにより、図4

(a) に示すように負圧倍力装置1の非作動時に凹部31cとこの凹部31cに対向するリアクションディスク23の後端面との間に、環状の空間S₁が形成されている。

図2に示すように、弁プランジャ10には、外周に向かって後方に傾斜する截頭円錐台面状のテーパ面からなる押圧面10aが、筒状部材27の被押圧面27eに軸方向に対向して形成されている。そして、弁プランジャ10が筒状部材27に対して前方に相対移動したとき、弁プランジャ10の押圧面10aが筒状部材27の被押圧面27eに当接しこの被押圧面27eを押圧するようにされている。

押圧面10aおよび被押圧面27eが前述のようにテーパ面に形成されていることから、押圧面10aによる被押圧面27eの押圧でくさび効果が生じ、このくさび効果により、図3に示すように係合腕部27bが図において下方に曲げ弾性的に撓むようにされている。そして、この係合腕部27bの撓みにより、係合腕部側のフック部27cとホルダ側のフック部31aとの軸方向の係合が外れるようになっている。このように両フック部27c, 31aの軸方向の係合が外れると、ばね30のばね力により、筒状部材27がバルブボディ4に対して後方に相対移動して、第2真空弁座27gが弁体12の真空弁部12bに当接して、真空弁部12bおよび大気弁部12aを後方に突き上げるようになる。

また、両フック部27c, 31aの間に軸方向に間隔Aが設定されている状態で

は、筒状部材 27 の第 2 真空弁座 27g が第 1 真空弁座 13 より所定量 B だけ前方に位置するように設定されている。また、この第 1 例では、この所定量 B は前述の所定の間隔 A よりも小さく設定されている ($B < A$) (所定量 B と比較して説明するために、便宜上、図 2 における真空弁 15 の部分にも間隔 A を示す。)。そして、両フック部 27c, 31a の間の間隔 A が消滅して両フック部 27c, 31a が軸方向に係合した状態では、 $B < A$ であることから、図 3 に示すように筒状部材 27 の第 2 真空弁座 27g が第 1 真空弁座 13 より後方に突出して、真空弁部 12b および大気弁部 12a をともに後方に突き上げるように設定されている（なお、図 3 は両フック部 27c, 31a の係合が外れた状態で、第 2 真空弁座 27g が真空弁部 12b および大気弁部 12a をともに後方に突き上げた状態を示している）。

このように、両フック部 27c, 31a の係合が外れて、第 2 真空弁座 27g が真空弁部 12b および大気弁部 12a をともに後方に突き上げた状態が、BA 作動の状態である。したがって、両フック部 27c, 31a の係合が外れるときの弁プランジャ 10 の筒状部材 27 に対する位置が、BA 作動開始のしきい位置となる。BA 作動開始時の弁プランジャ 10 の筒状部材 27 に対する位置は、弁プランジャ 10 が間隔部材 22 を介してリアクションディスク 23 を押圧する押圧力で生じるリアクションディスク 23 の凹み量で制御されるようになっている。

また、この第 1 例では、このしきい値は入力の変化に応じて変化するように設定されており、図 6 に二点差線で示すように、このしきい値の入力に対する変化は、互いに異なる第 1 設定傾きおよび第 2 設定傾きを有する 2 つの直線からなる第 1 および第 2 しきい線で表される。すなわち、低入力域では第 1 しきい線が設定されており、この第 1 しきい線の傾きは通常ブレーキ時の負圧倍力装置 1 のサーボ比 SR 1 より小さいサーボ比 SR 2 に設定されている。このサーボ比 SR 2 は、緊急ブレーキ作動時のサーボ比の 1 つと同じ傾きに設定されている。一方、高入力域では第 2 しきい線が設定されており、この第 2 しきい線の傾きは通常ブレーキ時の負圧倍力装置 1 のサーボ比 SR 1 と同じ傾きに設定されている。すなわち、この第 1 例におけるしきい線は低入力域から高入力域にかけて折れ線となり、図 6 に点線で示すように傾きが負圧倍力装置 1 のサーボ比 SR 1 と同じ一定

である従来のしきい線より、入力の大きい側に位置している。

したがって、緊急ブレーキ作動時には、ブレーキペダルが通常ブレーキ作動時より速い踏込速度でかつ通常ブレーキ作動時より大きなペダル踏力で踏み込まれるため、図6に一点鎖線(2)で示すように入力に対する動的な液圧特性線がしきい線と点 α で交差する。この点 α での交差により、両フック部27c, 31aの係合が外れてBA作動が開始されるようになっている。

なお、図6に示す入出力特性線図にしきい線が本発明の第1例については二点鎖線で示され、従来については点線で示されているが、これらのしきい線は入出力特性線図に直接現れるものではなく、説明の便宜上示した仮想線であることは言うまでもない。

次に、この第1例の負圧倍力装置1の作動について説明する。

(負圧倍力装置の非作動時)

負圧倍力装置1の定圧室8には負圧導入通路25を通して常時負圧が導入されている。また、図1および図2に示す負圧倍力装置1の非作動状態では、キ一部材21がリヤシェル3に当接して後退限となっている。したがって、このキ一部材21によってバルブボディ4および弁プランジャ6が後退限にされ、更にパワーピストン5、入力軸11および出力軸24も後退限となっている。この非作動状態では、弁体12の大気弁部12aが大気弁座14に着座し、かつ弁体12の真空弁部12bが第1真空弁座13および第2真空弁座27gから離座している。したがって、変圧室9は大気から遮断されかつ定圧室8に連通して変圧室9に負圧が導入されており、変圧室9と定圧室8との間に実質的に差圧が生じていない。

また、筒状部材27のストッパ部27fがキ一部材21に当接して筒状部材27の後方移動が規制され、バルブボディ4に対する筒状部材27の初期位置が規定されている。この状態では、両フック部27c, 31aは軸方向の間隔Aが設定されて互いに係合していないとともに、第2真空弁座27gが第1真空弁座13より所定量Bだけ前方に位置している。更に、弁プランジャ10の押圧面10aが係合腕部27bの突出部27dの被押圧面27eと所定間隔を置いて後方に位置し、この被押圧面27eに軸方向に対向している。

(通常ブレーキ作動時)

通常ブレーキを行うためにブレーキペダルが通常ブレーキ作動時での踏込速度で踏み込まれると、入力軸 1 1 が前進して弁プランジャ 1 0 が前進する。弁プランジャ 1 0 の前進により、弁体 1 2 の真空弁部 1 2 b が第 1 真空弁座 1 3 に着座するとともに大気弁座 1 4 が弁体 1 2 の大気弁部 1 2 a から離れ、真空弁 1 5 が閉じるとともに、大気弁 1 6 が開く。すなわち、変圧室 9 が定圧室 8 から遮断されるとともに大気に連通される。したがって、大気が大気導入通路 1 9 および開いている大気弁 1 6 を通って変圧室 9 に導入される。その結果、変圧室 9 と定圧室 8 との間に差圧が生じてパワーピストン 5 が前進し、更にバルブボディ 4 を介して出力軸 2 4 が前進して、図示しないマスタシリンダのピストンが前進する。

この負圧倍力装置 1 の作動開始初期では、両フック部 2 7 c, 3 1 a が軸方向の係合していない、かつバルブボディ 4 が前進しても筒状部材 2 7 はばね 3 0 のばね力とトップ部 2 7 f のキ一部材 2 1 への当接とにより初期位置に保持されるので、バルブボディ 4 および出力軸 2 4 のみが筒状部材 2 7 に対して相対的に前進する。すると、図 5 (b) に示すようにホルダ側のフック部 3 1 a が筒状部材側のフック部 2 7 c に接近していき、初期に間隔 A であった両係合面 2 7 c₁, 3 1 a₁ の間隔が小さくなっていく。したがって、負圧倍力装置 1 の作動開始初期では、バルブボディ 4 および出力軸 2 4 のストロークが入力軸 1 1 のストロークより長くなる。換言すると、負圧倍力装置 1 の作動開始初期では、従来の負圧倍力装置と比較して、出力軸 2 4 の同じストロークに対して入力軸 1 1 のストロークが短くなり、結果としてペダルストロークが短くなる。これにより、マスタシリンダ以降のブレーキシステムにおける前述のロスストロークが入力軸 1 1 の短いストロークで効果的に吸収されるようになる。

バルブボディ 4 が筒状部材 2 7 の第 2 真空弁座 2 7 g に対して所定量相対的に前進することで、図 5 (c) に示すように両係合面 2 7 c₁, 3 1 a₁ の間隔が消滅して両フック部 2 7 c, 3 1 a が係合すると、それ以後は筒状部材 2 7 もバルブボディ 4 とともに一体に前進するようになる。これにより、入力軸 1 1 のストローク短縮動作が終了する。このようにして、両フック部 2 7 c, 3 1 a により本発明の入力ストローク短縮手段が構成されている。

また、B < A に設定されていることから、両フック部 2 7 c, 3 1 a が係合した

状態では、図3に示すように第2真空弁座27gが第1真空弁座13より後方に突出するので、真空弁部12bおよび大気弁部12aがともに後方に突き上げられる。この突上げ量Cは、

$$C = A - B$$

で与えられる。その場合、図2に示すように間隔Aはストローク短縮時の筒状部材27の総ストローク量となっている。

一方、大気弁部12aが後方に突き上げられることで、大気弁部12aと大気弁座14との間に隙間が生じ、大気弁16が開弁する。

また、弁プランジャ10の前進で間隔部材22も前進するが、まだ間隔部材22はリアクションディスク23に当接するまでには至らない。したがって、出力軸24から反力がリアクションディスク23から間隔部材22に伝達されないので、この反力は弁プランジャ10および入力軸11を介してブレーキペダルにも伝達されない。入力軸11が更に前進すると、パワーピストン5も更に前進し、バルブボディ4および出力軸24を介してマスタシリンダのピストンが更に前進する。

前述のロストロークが消滅すると、負圧倍力装置1は実質的に出力を発生し、この出力でマスタシリンダがマスタシリンダ圧（液圧）を発生し、このマスタシリンダ圧でホイールシリンダが作動してブレーキ力を発生する。

このとき、図4(b)に示すようにマスタシリンダから出力軸24に加えられる反力によって、リアクションディスク23が後方に大きく膨出して、バルブボディ4における凹部31cのリアクションディスク23との対向面と間隔部材22とに当接する。これにより、出力軸24から反力がリアクションディスク23から間隔部材22に伝達され、更に弁プランジャ10および入力軸11を介してブレーキペダルに伝達されるようになる。すなわち、負圧倍力装置1は入力に対応した出力を発生し、図6に示す通常ブレーキ作動時のジャンピング特性が発揮される。

その場合、バルブボディ4が弁プランジャ10および間隔部材22に対して相対的に前進することで、リアクションディスク23と間隔部材22との隙間Lが一旦大きくなるが、ホルダ31の凹部31cによって空間S₁が確保されているの

で、図4（b）に示すようにリアクションディスク23はこの空間S₁内に容易に大きく膨出して空間S₁, S₂内に充満し、開いた間隙Lを効果的に吸収して、バルブボディ4における凹部31cのリアクションディスク23との対向面と間隔部材22とに当接するようになる。

これにより、この第1例の負圧倍力装置1のジャンピング特性は、従来の一般的な負圧倍力装置のジャンピング特性とほぼ同じになり、入力軸11のストロークが短縮されても、ジャンピング特性の大きな変化が防止され、従来の負圧倍力装置と同様のブレーキフィーリングを得ることができる。

この通常ブレーキ作動時は、図4（b）に示すように押圧面10aが被押圧面27eに当接することではなく、フック部27cがフック部31aから外れることはない。

負圧倍力装置1の出力がペダル踏力による入力軸11の入力をサーボ比SR1で倍力された所定の出力になると、図3に示すように大気弁部12aが大気弁座14に着座して大気弁16も閉じて中間負荷のバランス状態となる（真空弁15は、真空弁部12bが第2真空弁座27gに着座して既に閉じている）。このときのサーボ比SR1は、

$$SR1 = (A1 + A2 + A3) / A3$$

で与えられる。ここで、A1はリアクションディスク23が当接するバルブボディ4の前端対向面（リアクションディスク23との対向面）の受圧面積、A2はリアクションディスク23が当接するホルダ31の前端対向面（同）の受圧面積（凹部31cの受圧面積を含む）、A3は間隔部材22の前端対向面（同）の受圧面積であり、つまり、 $(A1 + A2 + A3)$ はリアクションディスク23の横断面積である。これにより、ホイールシリンダがペダル踏力を倍力した比較的大きなブレーキ力を発生し、このブレーキ力で通常ブレーキが作動する。

図3に示す負圧倍力装置1の大気弁16および真空弁15がともに閉じている状態から、通常ブレーキを解除するために、ブレーキペダルを解放すると、入力軸11および弁プランジャ10がともに後退（後方へ移動）するが、バルブボディ4および筒状部材27は変圧室9に空気（大気）が導入されているので、直ぐには後退しない。これにより、弁プランジャ10の大気弁座14が弁体12の大

気弁部 12a を後方に押圧するので、真空弁部 12b が第 2 真空弁座 27g から離座し、真空弁 15 が聞く。すると、変圧室 9 が開いた真空弁 15 および真空通路 20 を介して定圧室 8 に連通するので、変圧室 9 に導入された空気は、聞いた真空弁 15、真空通路 20、定圧室 8 および負圧導入通路 26 を介して真空源に排出される。

これにより、変圧室 9 の圧力が低くなつて変圧室 9 と定圧室 8 との差圧が小さくなるので、リターンスプリング 25 のばね力により、パワーピストン 5、バルブボディ 4 および出力軸 24 が後退する。バルブボディ 4 の後退に伴い、マスターシリンダのピストンのリターンスプリングのばね力によってマスターシリンダのピストンおよび出力軸 24 も後退し、通常ブレーキが解除開始される。

キ一部材 21 が図 2 に示すようにリヤシェル 3 に当接すると、キ一部材 21 は停止してそれ以上後退しなくなる。しかし、バルブボディ 4、筒状部材 27、弁プランジャ 10 および入力軸 11 が更に後退するので、まず筒状部材 27 のストップ部 27f が図 2 に示すようにキ一部材 21 に当接してそれ以上後退しなくなる。しかし、バルブボディ 4、弁プランジャ 10 および入力軸 11 が更に後退するので、筒状部材 27 はバルブボディ 4 に対して相対的に前方に移動する。これにより、第 2 真空弁座 17g が第 1 真空弁座 13 より前方に位置するようになる。

そして、弁プランジャ 10 が図 2 に示すようにキ一部材 21 に当接してそれ以上後退しなくなり、更に、バルブボディ 4 のキー溝 4a の前端 4a₁ が図 2 に示すようにキ一部材 21 に当接して、バルブボディ 4 がそれ以上後退しなくなる。こうして、負圧倍力装置 1 は図 1 および図 2 に示す初期の非作動状態になる。したがつて、マスターシリンダが非作動状態になってマスターシリンダ圧が消滅とともに、ホイールシリンダも非作動状態になってブレーキ力が消滅して、通常ブレーキが解除される。

(緊急ブレーキ作動時)

緊急ブレーキを行うためにブレーキペダルが通常ブレーキ作動時の踏込速度より大きくかつ通常ブレーキ作動時より大きなペダル踏力で急激に踏み込まれると、BA 作動が行われる。すなわち、ブレーキペダルのこの急激な踏込みで、入力軸 11 が通常ブレーキ作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上でかつ

前記設定値以上の入力で移動する。この入力軸 1 1 の移動で、弁プランジャ 1 0 がバルブボディ 4、筒状部材 2 7 およびホルダ 3 1 に対して通常ブレーキ時よりも大きく相対的に前進する。すると、まず前述の通常ブレーキ作動と同様に真空弁部 1 2 b が第 1 真空弁座 1 3 に着座して真空弁 1 5 が閉じ、かつ大気弁座 1 4 が大気弁部 1 2 a から離れて大気弁 1 6 が開く。これにより、通常ブレーキ作動と同様にバルブボディ 4 および出力軸 2 4 が前進して、前述のロストロークが解消されて、マスタシリンダがマスタシリンダ圧を発生する。このとき、筒状部材 2 7 は前進しないので、バルブボディ 4 は筒状部材 2 7 に対して相対的に前進して、ホルダ側のフック部 3 1 a が係合腕部側のフック部 2 7 c に軸方向に係合する。これ以後、筒状部材 2 7 はバルブボディ 4 と一緒に前進する。

また、フック部 3 1 a とフック部 2 7 c とが係合する前に、間隔部材 2 2 がリアクションディスク 2 3 に当接し（間隔部材 2 2 とリアクションディスク 2 3 との間隙 L が消滅する）、かつ間隔部材 2 2 がリアクションディスク 2 3 を押圧する。このとき、入力が設定入力値以上であるので、リアクションディスク 2 3 に大きく食い込み、リアクションディスク 2 3 の間隔部材 2 2 との当接部が弾性変形して大きく凹む。

更に、間隔部材 2 2 がリアクションディスク 2 3 に大きく食い込むことで、弁プランジャ 1 0 が大きく前進して押圧面 1 0 a が係合腕部 2 7 b の被押圧面 2 7 e に当接し、この被押圧面 2 7 e を前方に押圧するようになる。そして、押圧面 1 0 a および被押圧面 2 7 e がテーパ一面に形成されていることから、前述のように押圧面 1 0 a と被押圧面 2 7 e との間に生じるくさび効果で、図 3 に示すように係合腕部 2 7 b が外方に撓む。更に、弁プランジャ 1 0 が前進すると、図 4 (c), (d) に示すように弁プランジャ 1 0 は筒状部材 2 7 に対してフック部 2 7 c とフック部 3 1 a との係合が外れる位置、つまり BA 作動が開始されるしきい位置となる。すなわち、図 6 に示すように緊急踏みにおける負圧倍力装置 1 の入力に対する動的なマスタシリンダ圧（液圧）特性がしきい線との交差 α 位置になる。

次いで、弁プランジャ 1 0 が更に前進してフック部 2 7 c とフック部 3 1 a との係合が外れると、ばね 3 0 のばね力により、筒状部材 2 7 がバルブボディ 4 に

対して後方に大きく相対移動する。このとき、キーボード材 21 はその後端面がバルブボディ 4 のキー溝 4a の後端 4a₁に当接してバルブボディ 4 に対する相対的な後方移動が阻止されているが、このキーボード材 21 に筒状部材 27 のストッパ部 27f が当接すると、筒状部材 27 はバルブボディ 4 に対して停止し、それ以上後方に相対的に移動するのを阻止される。この状態では、係合腕部 27b の突出部 27d が弁プランジャ 10 の押圧面 10a あるいはこの押圧面 10a に連続する弁プランジャ 10 の外周面に当接しているので、フック部 27c はフック部 31a に係合しない位置に保持される。

そして、筒状部材 27 のこの後方移動で、第 2 真空弁座 27g が弁体 12 の真空弁部 12b に当接して、真空弁部 12b および大気弁部 12a を後方に突き上げる。このときの突上げ量を D とすると、バルブボディ 4 に対する筒状部材 27 の総ストローク量 E は、

$$E = A + D$$

で与えられる。

この真空弁部 12b の後方への突き上げにより、真空弁部 12b は第 1 真空弁座 13 から離座するが、第 2 真空弁座 27g が真空弁部 12b に当接しているので、真空弁 15 は閉じたままとなる。また、大気弁部 12a の後方への突き上げにより、大気弁部 12a は、大気弁座 14 から通常ブレーキ時に比して迅速に離座して大気弁 16 が開弁し、大気が変圧室に導入される。そして、これによりバルブボディ 4 が前進するので、再び大気弁部 12a が大気弁座 14 に着座して大気弁 16 が閉じて、制御弁 17 は真空弁 15 と大気弁 16 がともに閉じたバランス状態となって、負圧倍力装置 1 は中間負荷状態となる。

このとき、入力軸 11 に加えられる入力が設定値以上ではあるが、比較的小さい低入出力域では、図 4 (c) に示すようにリアクションディスク 23 が凹部 31c とリアクションディスク 23 の凹みとからなる環状の空間 S₁ 内に膨出しないので、空間 S₁ が形成された状態が維持される。

したがって、緊急ブレーキ作動時における低入出力域でのサーボ比 SR2 は、

$$SR2 = (A1 + A2 + A3 - A4) / A3$$

で与えられる。ここで、A4 は凹部 31c の受圧面積である。したがって、前述

の通常ブレーキ時のサーボ比 SR 1 より小さい。

また、入力軸 1 1 に加えられる入力が比較的大きい高入出力域では、図 4 (d) に示すようにリアクションディスク 2 3 は弾性変形して膨張し凹みが解消するとともに、環状の凹部 3 1 c 内に膨出して環状の空間 S₂ を充填し、リアクションディスク 2 3 は受圧面である環状の凹部 3 1 c の底部にも当接する。すなわち、前述の図 4 (b) に示す通常ブレーキ作動時と同じ状態になる。したがって、緊急踏みにおける高入出力域でのサーボ比は SR 1 となる。

このように、この第 1 例の負圧倍力装置 1 では、緊急ブレーキ作動時に、負圧倍力装置 1 の入力つまりブレーキペダルの踏力が比較的小さいときは小さなサーボ比 SR 2 で、また負圧倍力装置 1 の入力つまりブレーキペダルの踏力が比較的大きいときは通常ブレーキ作動時と同じ大きなサーボ比 SR 1 で BA 作動が行われるようになる。

この BA 作動時は、真空弁 1 5 と大気弁 1 6 のバランス位置が通常作動時より後退するが、これにより、間隔部材 2 2 とリアクションディスク 2 3 との間に通常作動時より大きな間隙 L₁ が生じる。この間隙 L₁ が負圧倍力装置 1 のジャンピング量 (JP 量) を増加させるための間隙となる。

したがって、図 6 に示すように BA 作動時での負圧倍力装置 1 のジャンピング量 (JP_{BA}) が通常作動時でのジャンピング量 (JP_{NR}) より増大し、負圧倍力装置 1 は通常ブレーキ時より大きな出力を迅速に発生し、緊急ブレーキが迅速にかつ効果的に作動するようになる。この第 1 例の負圧倍力装置 1 の緊急ブレーキ作動時の静的な入出力特性は、異なる 2 つのサーボ比 SR 1, SR 2 からなる二段特性となる。

このようにして、この第 1 例の負圧倍力装置 1 の迅速出力増大手段は、摺動部 2 7 a、係合腕部 2 7 b、両フック部 2 7 c, 3 1 a、突出部 2 7 d の被押圧面 2 7 e、弁プランジャ 1 0 の押圧面 1 0 a、ばね 3.0 および凹部 3 1 c を有するホルダ 3 1 を含んで構成されている。

緊急ブレーキを解除するために、ブレーキペダルを解放すると、前述の通常ブレーキと同様に入力軸 1 1 および弁プランジャ 1 0 がともに後退するが、バルブボディ 4 および筒状部材 2 7 は変圧室 9 に空気（大気）が導入されているので、

直ぐには後退しない。これにより、弁プランジャ 10 の大気弁座 14 が弁体 12 の大気弁部 12a を後方に押圧するので、真空弁部 12b が第 2 真空弁座 27g から離座し、真空弁 15 が開く。すると、変圧室 9 が開いた真空弁 15 および真空通路 20 を介して定圧室 8 に連通するので、変圧室 9 に導入された空気は、開いた真空弁 15、真空通路 20、定圧室 8 および負圧導入通路 26 を介して真空源に排出される。

また、弁プランジャ 10 の押圧面 10a が係合腕部 27b の被押圧面 27e を押圧する力が小さくなり、係合腕部 27b はその弾性で撓みが小さくなる。

一方、変圧室 9 の圧力が低くなつて変圧室 9 と定圧室 8 との差圧が小さくなるので、リターンスプリング 25 のばね力により、パワーピストン 5、バルブボディ 4 および出力軸 24 が後退する。バルブボディ 4 の後退に伴い、マスタシリンダのピストンのリターンスプリングのばね力によってマスタシリンダのピストンおよび出力軸 24 も後退し、緊急ブレーキが解除開始される。

キ一部材 21 が図 2 に示すようにリヤシェル 3 に当接すると、キ一部材 21 は停止してそれ以上後退しなくなるとともに、ストッパ部 27f がキ一部材 21 に当接しているので、筒状部材 27 も停止してそれ以上後退しない。しかし、バルブボディ 4、弁プランジャ 10 および入力軸 11 が更に後退するので、筒状部材 27 はバルブボディ 4 に対して相対的に前方に移動する。これにより、第 2 真空弁座 17g が第 1 真空弁座 13 より前方に位置するようになる。また、押圧面 10a が被押圧面 27e から離れてこの被押圧面 27e を押圧しなくなるとともに、フック部 31a がフック部 27c に対して軸方向に後方に相対移動してフック部 31a とフック部 27c との径方向のオーバーラップが解消されるので、係合腕部 27 はその弾性で初期状態に復元する。

そして、弁プランジャ 10 が図 2 に示すようにキ一部材 21 に当接してそれ以上後退しなくなり、更に、バルブボディ 4 のキー溝 4a の前端 4a₁ が図 2 に示すようにキ一部材 21 に当接してバルブボディ 4 がそれ以上後退しなくなる。こうして、負圧倍力装置 1 は図 1 および図 2 に示す初期の非作動状態になる。したがって、マスタシリンダが非作動状態になってマスタシリンダ圧が消滅するとともに、ホイールシリンダも非作動状態になってブレーキ力が消滅して、緊急ブレー

キが解除される。

(通常ブレーキ作動時よりペダル踏込速度が速くかつペダル踏力が小さいペダル踏込時)

ブレーキペダルの踏込動作としてポン踏みというペダル踏込動作があるが、このポン踏みは、通常ブレーキ作動時より速いペダル踏込速度であるが比較的小さいペダル踏力でブレーキペダルを踏み込む動作である。

ドライバーがこのポン踏みを行ったときは、ブレーキペダルが通常速度より大きい踏込速度で踏み込まれることから、入力軸11が設定速度以上で移動するが、ペダル踏力は小さく、入力軸11に加えられる入力は緊急ブレーキ作動時の設定入力値より小さい。このため、間隔部材22が前進してリアクションディスク23に当接して食い込み、リアクションディスク23が弾性変形して凹む。しかし、この場合には入力が設定入力値より小さいため、間隔部材22のリアクションディスク23への食い込み量であるリアクションディスク23の凹み量が小さい。したがって、弁プランジャー10は筒状部材27に対してフック部27cとフック部31aとの係合が外れる位置、つまりBA作動が開始されるしきい位置までに到達しない。すなわち、図6に一点鎖線(3)で示すように入力に対する動的な液圧特性線が従来のしきい線より入力の大きい側に位置している第1例のしきい線と交差しない。したがって、両フック部27c, 31aの係合が外れるまで弁プランジャー10は前進しなく、BA作動は行われない。従来のしきい線では、このポン踏み時に動的な液圧特性線が従来のしきい線と点βで交差してBA作動が開始してしまう場合があるが、この第1例では、このようにポン踏み時における不要なBA作動が阻止される。

(速踏み時)

緊急ブレーキをかける必要はない状態で、ドライバーがブレーキペダルに対してポン踏みよりは長い時間速踏みを行ったときも、ブレーキペダルが通常速度より大きい踏込速度で踏み込まれて入力軸11が設定速度以上で移動するが、ペダル踏力は小さく、入力軸11に加えられる入力は緊急ブレーキ作動時の設定入力値より小さい。このため、間隔部材22が前進してリアクションディスク23に当接して食い込み、リアクションディスク23が弾性変形して凹む。しかし、こ

の場合には入力が設定入力値より小さいため、リアクションディスク 23 の凹み量が小さい。このリアクションディスク 23 の凹み量は間隔部材 22 のリアクションディスク 23 への食い込み量である。

したがって、弁プランジャー 10 は筒状部材 27 に対してフック部 27c とフック部 31aとの係合が外れる位置、つまり BA 作動が開始されるしきい位置までに到達しない。すなわち、図 6 に一点鎖線 (4) で示すように入力に対する動的な液圧特性線が従来のしきい線より入力の大きい側に位置している第 1 例のしきい線と交差しない。したがって、両フック部 27c, 31a の係合が外れるまで弁プランジャー 10 は前進しなく、BA 作動は行われない。従来のしきい線では、この早踏み時に動的な液圧特性線が従来のしきい線と点々で交差して BA 作動が開始してしまう場合があるが、この第 1 例では、早踏み時における不要な BA 作動が阻止される。

このようにブレーキシステムに適用したこの第 1 例の負圧倍力装置 1 によれば、入力軸 11 のストロークを短縮しつつ出力軸 24 の大きなストロークを得ることができる。したがって、ブレーキ作動開始初期に小さいペダルストロークで、マスターシリンダ以降のブレーキシステムのロスストロークを効果的に解消することができる。

また、緊急ブレーキ時には、大気弁 16 を迅速に開弁させて、ジャンピング量を通常時より増大させることにより、負圧倍力装置の出力を迅速に大きくすることができます。これにより、BA 制御を行うことができ、緊急ブレーキを迅速にかつ効果的に作動させることができる。

このようにして、入力軸 11 のストロークを短くしながら、しかも、BA 制御を行うことができるので、ブレーキ制御を良好にできる。

更に、入力軸 11 のストローク短縮制御および BA 制御に共通の筒状部材 27 を用いているので、これらの両制御を行うことができるようにも、部品点数を削減できるとともに、コストを低減できる。しかも、筒状部材 27 による機械式構造を採用していることから、これらの制御を簡単な構造でより確実に行うことができ、信頼性を高くできるとともにコンパクトに構成することができる。

更に、BA 作動が開始されるしきい位置、つまり両フック 27c, 31a の係合

が外れる、筒状部材 27 に対する弁プランジャ 10 の位置を、リアクションディスク 23 の凹み量により制御しているので、例えばポン踏み等のペダル踏込速度は比較的大きいがペダル踏力が比較的小さい場合は、たとえペダル踏込速度が通常ブレーキ作動時の場合より大きくても、BA 作動は行われず、不要な BA 作動を防止することができる。しかも、不要な BA 作動を防止できることから、両フック 27c, 31a の係合外れ時の音などの BA 作動時の異音の発生回数を低減することができるとともに、両フック 27c, 31a の係合外れ回数も低減し、両フック 27c, 31a の耐久性が向上する。

しかも、BA 作動が開始されるしきい位置である、筒状部材 27 に対する弁プランジャ 10 の位置をリアクションディスク 23 により制御しているので、このしきい値を入力に応じて調整することができる。これにより、緊急ブレーキ時の良好なペダルフィーリングを得ることができる。

更に、BA 作動時において、低入出力域では小さなサーボ比 SR2 に、また高入出力域では大きなサーボ比 SR1 にそれぞれ設定し、負圧倍力装置 1 を二段入出力特性としているので、ドライバーのニーズにより確実に対応して緊急ブレーキをかけることができ、緊急ブレーキ時のペダルフィーリングをより一層良好にすることができます。

更に、この第 1 例では、必要な BA 作動を確実に行いつつ不要な BA 作動を防止するための機械的な構成に、リアクションディスク 23、筒状部材 27、スプリング 30 およびホルダ 31 の従来より比較的簡単な形状でかつ少ない部品を用いているに過ぎないので、構造が簡素化されて組立が容易となり、コストを低減することができる。

図 7 は本発明の実施の形態の第 2 例を示す図 4 と同様の図であり、(a) は非作動時の当接状態を示す図、(b) は通常ブレーキ作動時の当接状態を示す図、(c) は BA 作動時における低入出力域での当接状態を示す図、(d) は BA 作動時における高入出力域での当接状態を示す図である。なお、前述の第 1 例と同じ構成要素には同じ符号を付することで、その詳細な説明は省略する。

前述の第 1 例では、ホルダ 31 内に間隔部材 22 が直接摺動可能に嵌合されているが、図 7 (a) ~ (d) に示すようにこの第 2 例の負圧倍力装置 1 では、ホ

ルダ3・1内にスリープ3・2が摺動可能に設けられているとともに、このスリープ3・2内に間隔部材2・2が摺動可能に設けられている。スリープ3・2の前端部の外周には環状の外側フランジ3・2aが形成されており、この外側フランジ3・2aはホルダ3・1の凹部3・1c内に摺動可能に嵌合されている。また、スリープ3・2の後端部の内周には環状の内側フランジ3・2bが形成されており、弁プランジャ10がこの内側フランジ3・2bに間隙をもって貫通している。

図7(a)に示すように、スリープ3・2の外側フランジ3・2aはその後端がホルダ3・1の凹部3・1cの底部に軸方向に当接することで、バルブボディ4に固定されたホルダ3・1に対する後退限が規制されている。また、図7(c), (d)に示すように、BA作動時には、スリープ3・2の内側フランジ3・2bはその後端が弁プランジャ10の段部10bにホルダ3・1の凹部3・1cの底部に軸方向に当接するようになっている。その場合、スリープ3・2の後端が弁プランジャ10の段部10bに当接した後、更に弁プランジャ10によりスリープ3・2が前方に押圧されることで、外側フランジ3・2aの後端が凹部3・1cの底部から軸方向に離間するようになっている。

このようにスリープ3・2が設けられることで、図8に二点鎖線で示すようにこの第2例のしきい線の傾きは、低入出力域での第1しきい線は通常ブレーキ作動時のサーボ比SR3と同じ大きさの傾きに設定され、また、高入出力域での第2しきい線ではこのサーボ比SR3より小さなサーボ比SR4と同じ大きさの傾きに設定される。

この第2例の負圧倍力装置1の他の構成は、前述の第1例と同じである。

次に、この第2例の負圧倍力装置1の作動について説明する。

(負圧倍力装置の非作動時)

図7(a)に示すように、負圧倍力装置の非作動時は、スリープ3・2の外側フランジ3・2aの後端がホルダ3・1の凹部3・1cの底部に軸方向に当接して、スリープ3・2はホルダ3・1に対して後退限が規制されている。また、スリープ3・2の内側フランジ3・2bの後端が弁プランジャ10の段部10bから離間している。

この第2例の負圧倍力装置1の非作動時の他の状態は、第1例と同じである。

(通常ブレーキ作動時)

図7 (b) に示すように、負圧倍力装置1の通常ブレーキ作動時は、外側フランジ32aの後端が凹部31cの底部に当接して、スリープ32がホルダ31に対して後退限が規制され、かつ内側フランジ32bの後端が弁プランジャ10の段部10bから離間している状態で、リアクションディスク23の後端面が、バルブボディ4のリアクションディスク23との前端対向面、ホルダ31のリアクションディスク23との前端対向面、スリープ32のリアクションディスク23との前端対向面のすべてに当接するようになる。しかし、スリープ32の後端が弁プランジャ10の段部10bに当接していないので、リアクションディスク23からの反力は間隔部材22のみを介して弁プランジャー10に伝達されるようになる。したがって、通常ブレーキ作動時のサーボ比SR3は、

$$SR3 = (A_1 + A_2 + A_3 + A_5) / A_3$$

で与えられる。ここで、A5はスリープ32のリアクションディスク23との前端対向面の受圧面積である。

この第2例の負圧倍力装置1の通常ブレーキ作動時の他の状態は、第1例と同じである。

(緊急ブレーキ作動時)

図7 (c), (d) に示すように、入力軸11が通常ブレーキ作動時の移動速度より大きい設定速度以上の移動速度でかつ設定値以上の入力で移動する緊急ブレーキ作動時は、弁プランジャ10の段部10bがスリープ32の内側フランジ32bの後端に当接して、弁プランジャ10がスリープ32を前方に押圧する。これにより、スリープ32がホルダ31に対して所定量前方に移動し、外側フランジ32aの後端が凹部31cの底部から軸方向に離間する。一方、大きな入力に基づいて弁プランジャ10が間隔部材22を介してリアクションディスク23を押圧することでこのリアクションディスク23に大きく食い込み、リアクションディスク23の間隔部材22との当接部が大きく凹む。

第1例の場合と同様に低入出力域では、図7 (c) に示すようにリアクションディスク23がほとんど弾性変形により膨出しないので、スリープ32の前面とリアクションディスク23との間に空間S3が形成される。すなわち、リアク

ションディスク 23 はスリープ 32 の前端面に当接しない。これにより、スリープ 32 の後端が弁プランジャ 10 の段部 10b に当接しても、リアクションディスク 23 からの反力は間隔部材 22 のみを介して弁プランジャー 10 に伝達されるようになる。したがって、緊急ブレーキ作動時における低入出力域でのサーボ比は通常ブレーキ作動時と同じ SR3 となる。

また、高入出力域では、図 7 (d) に示すようにリアクションディスク 23 が大きく方向に膨出して空間 S3 を充填するので、リアクションディスク 23 はスリープ 32 の前端面にも当接するようになる。これにより、スリープ 32 の後端が弁プランジャ 10 の段部 10b に当接し、かつスリープ 32 の後端が凹部 31c の底部から離間してスリープ 32 がホルダ 31 に対して後方に移動可能となっていることから、リアクションディスク 23 からの反力は間隔部材 22 に加えてスリープ 32 を介しても弁プランジャー 10 に伝達されるようになる。したがって、緊急ブレーキ作動時における高入出力域でのサーボ比はサーボ比 SR3 より小さい SR4 となる。したがって、この第 2 例の負圧倍力装置 1 の緊急ブレーキ作動時の静的な入出力特性は、第 1 例の場合と逆の折れ線からなる二段の入出力特性となる。

この第 2 例の負圧倍力装置 1 の緊急ブレーキ作動時の他の状態は、第 1 例と同じである。

この第 2 例の負圧倍力装置 1 では、第 2 例で設定されたしきい線をユーザーのニーズに応じて用いることで、緊急ブレーキ作動時におけるユーザーのニーズに応じたブレーキフィーリングを得ることができる。

この第 2 例の負圧倍力装置 1 の他の作動および他の作用効果は第 1 例と同じである。

図 9 は本発明の実施の形態の第 3 例を示す図 7 と同様の図であり、(a) は非作動時の当接状態を示す図、(b) は通常ブレーキ作動時の当接状態を示す図、(c) は BA 作動時における低入出力域での当接状態を示す図、(d) は BA 作動時における高入出力域での当接状態を示す図である。なお、前述の第 2 例と同じ構成要素には同じ符号を付することで、その詳細な説明は省略する。

前述の第 2 例では、スリープ 32 の前端部の外周に形成した外側フランジ 32

aの後端をホルダ3 1の凹部3 1 cの底部に当接可能にするとともに、スリープ3 2の後端部の内周に形成した内側フランジ3 2 bの後端を弁プランジャ1 0の段部1 0 bに当接可能にしているが、図9 (a) ~ (d) に示すようにこの第3例の負圧倍力装置1では、スリープ3 2における外側フランジ3 2 aおよび内側フランジ3 2 bは設けられない。第3例では、スリープ3 2の後端がホルダ3 1の凹部3 1 cの底部に軸方向に当接可能とされているとともに、スリープ3 2の内周面に段部3 2 cが形成されている。また、間隔部材2 2には、スリープ3 2の段部3 2 cに係合可能な段部2 2 aが形成されている。

そして、第3例のスリープ3 2の後端は第2例の外側フランジ3 2 aの後端に対応してこの外側フランジ3 2 aの後端と同等の作用を行い、また第3例のスリープ3 2の段部3 2 cは第2例の内側フランジ3 2 bの後端に対応してこの内側フランジ3 2 bの後端と実質的に同等の作用を行い、更に第3例の間隔部材2 2の段部2 2 aは第2例の弁プランジャ1 0の段部1 0 bに対応してこの段部1 0 bと実質的に同等の作用を行うようになっている。

したがって、緊急ブレーキ作動時における高入出力域での反力伝達が、第2例では間隔部材2 2およびスリープ3 2を介して別々に弁プランジャ1 0に伝達するのに対して、この第3例ではスリープ3 2を介して伝達される反力は間隔部材2 2に伝達され、間隔部材2 2のみから弁プランジャ1 0に伝達するようになっていることが第2例と異なる。

この第3例の負圧倍力装置1の他の作動および他の作用効果は第2例と同じである。

なお、前述の各例において、ホルダ3 1の凹部3 1 cの寸法形状やスリープ3 2の寸法形状等を種々変更することで、しきい線の傾きを変更することが可能である。また、前述の各例においては、しきい線の一部の傾きを通常ブレーキ作動時のサーボ比と同じ大きさに設定しているが、必ずしもこれに限定されることはなく、通常ブレーキ作動時のサーボ比に関係なく、任意に設定することができる。

また、前述の各例で用いられているホルダ3 1および間隔部材2 2は必ずしも設ける必要はない。その場合、凹部3 1 cおよびスリープ3 2は直接バルブボディに設け、また、弁プランジャ1 0の前端は直接リアクションディスク2 3に対

向させるようにすればよい。

更に、前述の例では、本発明を1つのパワーピストン5を有するシングル型の負圧倍力装置に適用しているが、本発明は複数のパワーピストン5を有するタンデム型の負圧倍力装置に適用することもできる。

更に、前述の例では、本発明の負圧倍力装置をブレーキシステムに適用しているが、負圧倍力装置を用いる他のシステムや装置に適用することができる。

産業上の利用可能性

本発明の負圧倍力装置は、自動車のブレーキ倍力システムにおけるブレーキ倍力装置等の倍力システムにおける倍力装置に好適に用いることができる。

請求の範囲

1. 入力部材の作動時に大気が導入されることで作動して出力部材から出力を発するとともに、この出力部材からの前記出力に応じた反力を反力部材により前記入力部材に伝達するようになっている負圧倍力装置において、

前記入力部材が通常作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上でかつ設定値以上の入力で移動したときに作動して前記出力を通常作動時より迅速に増大する迅速出力増大手段を備え、

この迅速出力増大手段の作動開始が前記反力部材により制御されることを特徴とする負圧倍力装置。

2. シエルによって形成される空間内に対して進退自在に配設され、前記シエルを気密にかつ摺動自在に貫通するバルブボディと、

このバルブボディに連結されるとともに前記空間内を負圧が導入される定圧室と作動時に大気が導入される変圧室とに区画するパワーピストンと、

前記バルブボディに移動自在に配設された弁プランジャと、

この弁プランジャに連結され前記バルブボディ内に進退自在に配設された入力軸と、

前記パワーピストンの作動により前記バルブボディとともに移動して出力を発する出力軸と、

前記バルブボディ内に配設され、前記弁プランジャの前進または後退により制御されて前記定圧室と前記変圧室との間を遮断または連通する真空弁と、

前記バルブボディ内に配設され、前記弁プランジャの前進または後退により制御されて前記変圧室と大気との間を連通または遮断する大気弁と、

前記出力軸からの反力を前記弁プランジャーに伝達するリアクションディスクとを少なくとも備えている負圧倍力装置において、

前記入力軸が通常作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上でかつ設定値以上の入力で移動したときに作動して前記出力を通常作動時より迅速に増大する迅速出力増大手段を備え、

この迅速出力増大手段の作動開始が前記弁プランジャからの押圧力で生じる前記リアクションディスクの凹みにより制御されることを特徴とする負圧倍力装置。

3. 前記設定値は、前記入力が低入力域であるときに対応して設定され、前記入力の変化に対して第1設定傾きで直線的に変化する第1しきい線と、前記入力が高入力域であるときに対応して設定され、前記入力の変化に対して前記第1設定傾きと異なる第2設定傾きで直線的に変化する第2しきい線とからなることを特徴とする請求項2記載の負圧倍力装置。

4. 筒状のホルダが前記アクションディスクとの対向面の少なくとも一部を前記アクションディスクに当接されて前記バルブボディに設けられており、

前記ホルダは、前記アクションディスクと対向しかつこのアクションディスクに当接可能な前記弁プランジャの対向端部または前記アクションディスクと対向しかつこのアクションディスクに当接可能に配置されて前記弁プランジャと前記アクションディスクとの間隔を調整する間隔部材を摺動可能に保持しており、

前記ホルダの前記アクションディスクとの対向面に凹部が形成されており、前記入力軸が通常作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上で移動されたときで、前記入力が前記第1しきい線上の値以上でかつ前記低入力域であるときに、前記アクションディスクが前記凹部に当接しなく、前記入力軸が通常作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上で移動されたときで、前記入力が高入力域であるときに、前記アクションディスクが前記凹部に当接するようになっていることを特徴とする請求項3記載の負圧倍力装置。

5. 筒状のホルダが前記アクションディスクとの対向面の少なくとも一部を前記アクションディスクに当接されて前記バルブボディに設けられているとともに、この筒状のホルダ内にスリーブが摺動可能に設けられており、

前記スリーブは、前記アクションディスクと対向しかつこのアクションディスクに当接可能な前記弁プランジャの対向端部または前記アクションディスクと対向しかつこのアクションディスクに当接可能に配置されて前記弁プランジャと前記アクションディスクとの間隔を調整する間隔部材を摺動可能に保持しており、

更に、前記スリーブの一端が前記アクションディスクに当接可能であるとともに、前記スリーブの他端が前記弁プランジャまたは前記間隔部材に当接可能で

あり、

前記入力軸が通常作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上で移動されたときで、前記入力が前記第 1 しきい線上の値以上でかつ前記低入力域であるときに、前記アクションディスクが前記スリープの一端に当接しなく、前記入力軸が通常作動時の移動速度より大きく設定された設定速度以上で移動されたときで、前記入力が高入力域であるときに、前記アクションディスクが前記スリープの一端に当接しかつ前記スリープの他端が前記弁プランジャまたは前記間隔部材に当接するようになっていることを特徴とする請求項 3 記載の負圧倍力装置。

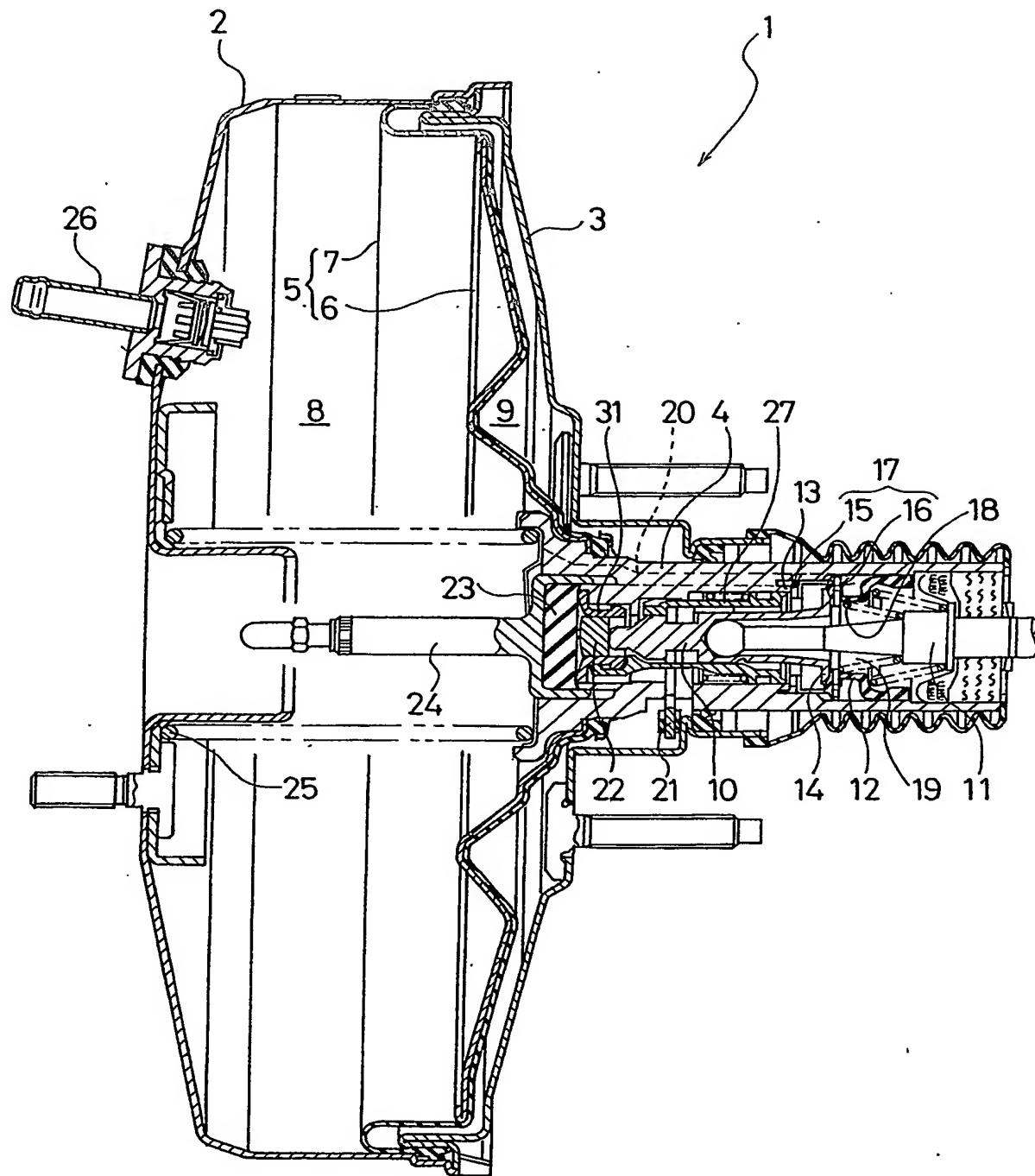
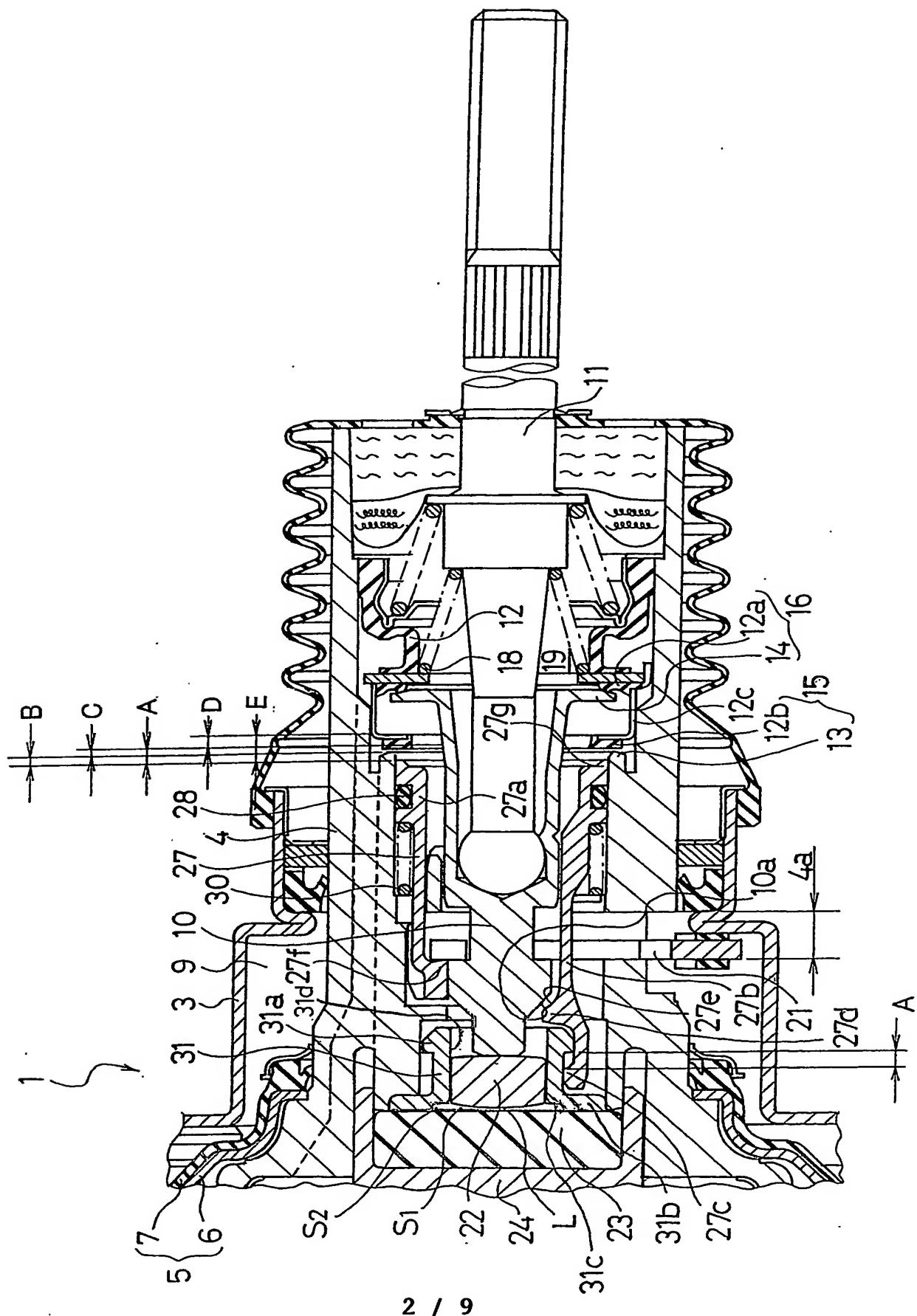


図 1



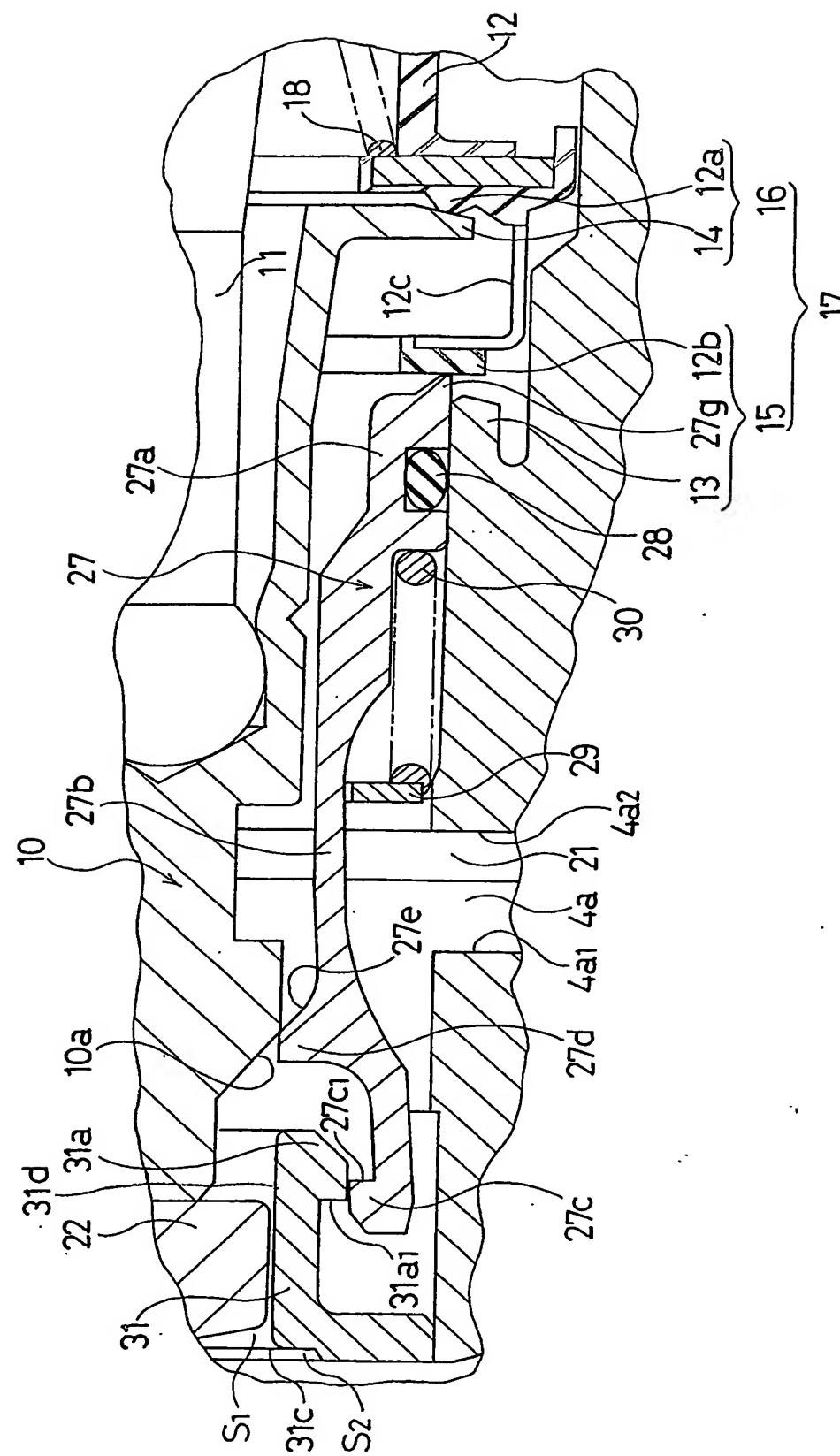


図 3

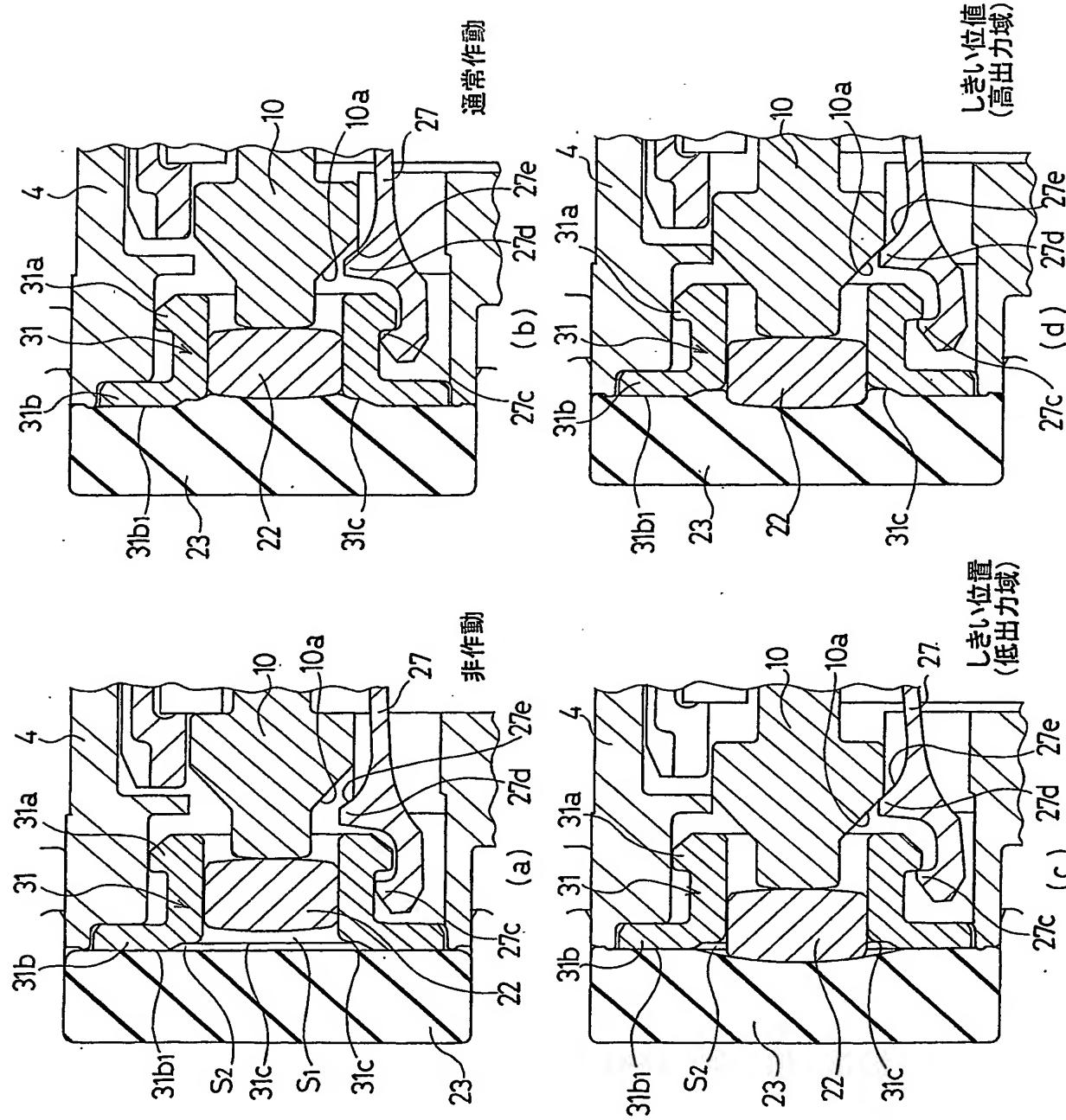


図 4

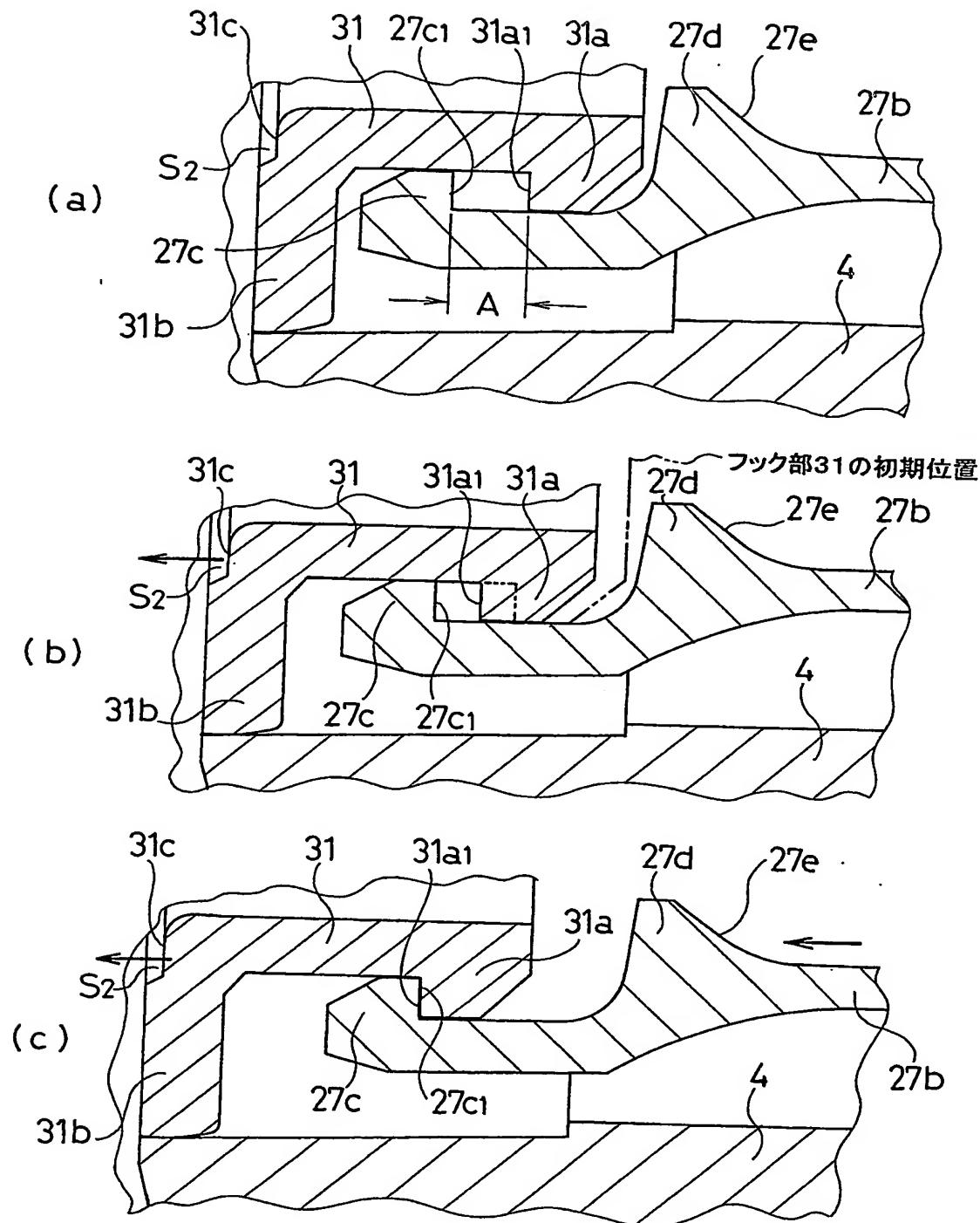


図 5

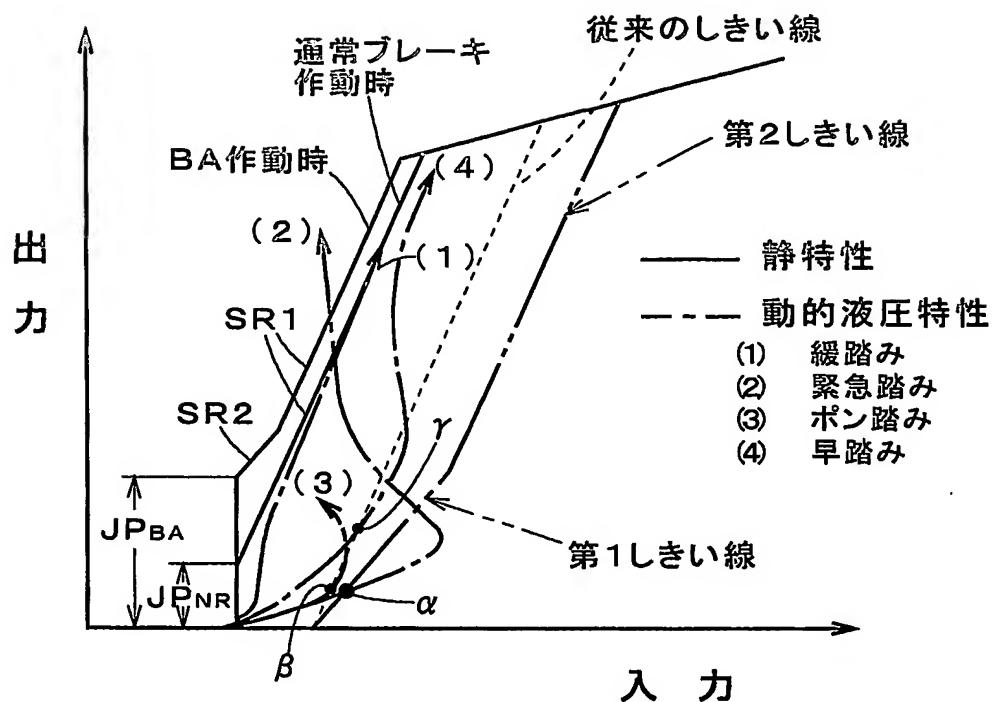


図 6

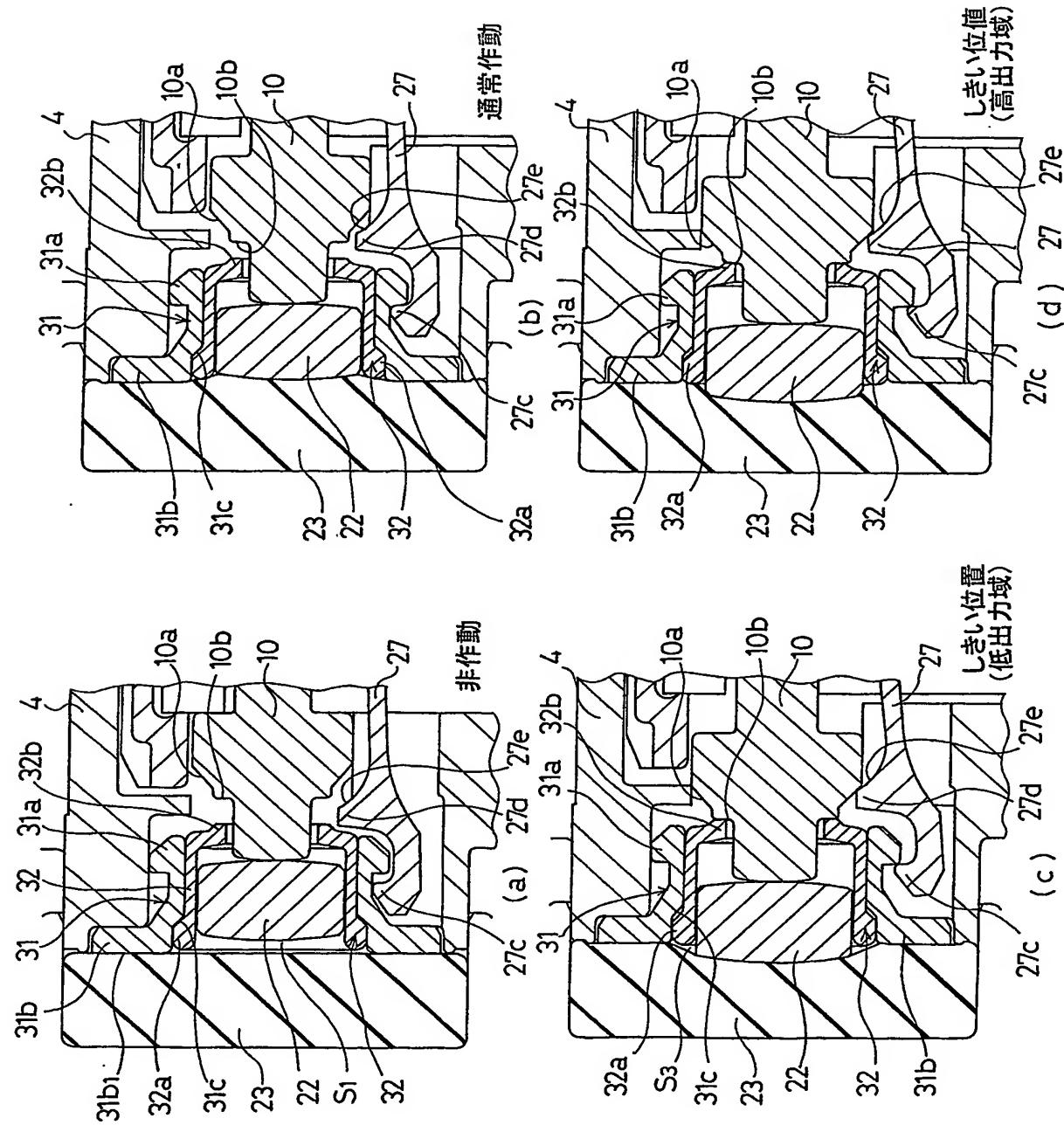


図 7

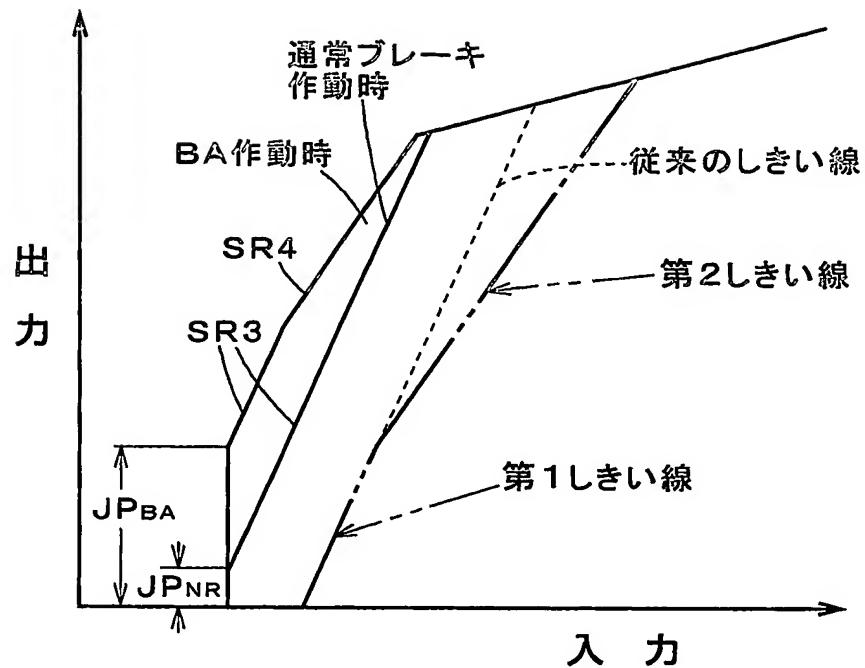


図 8

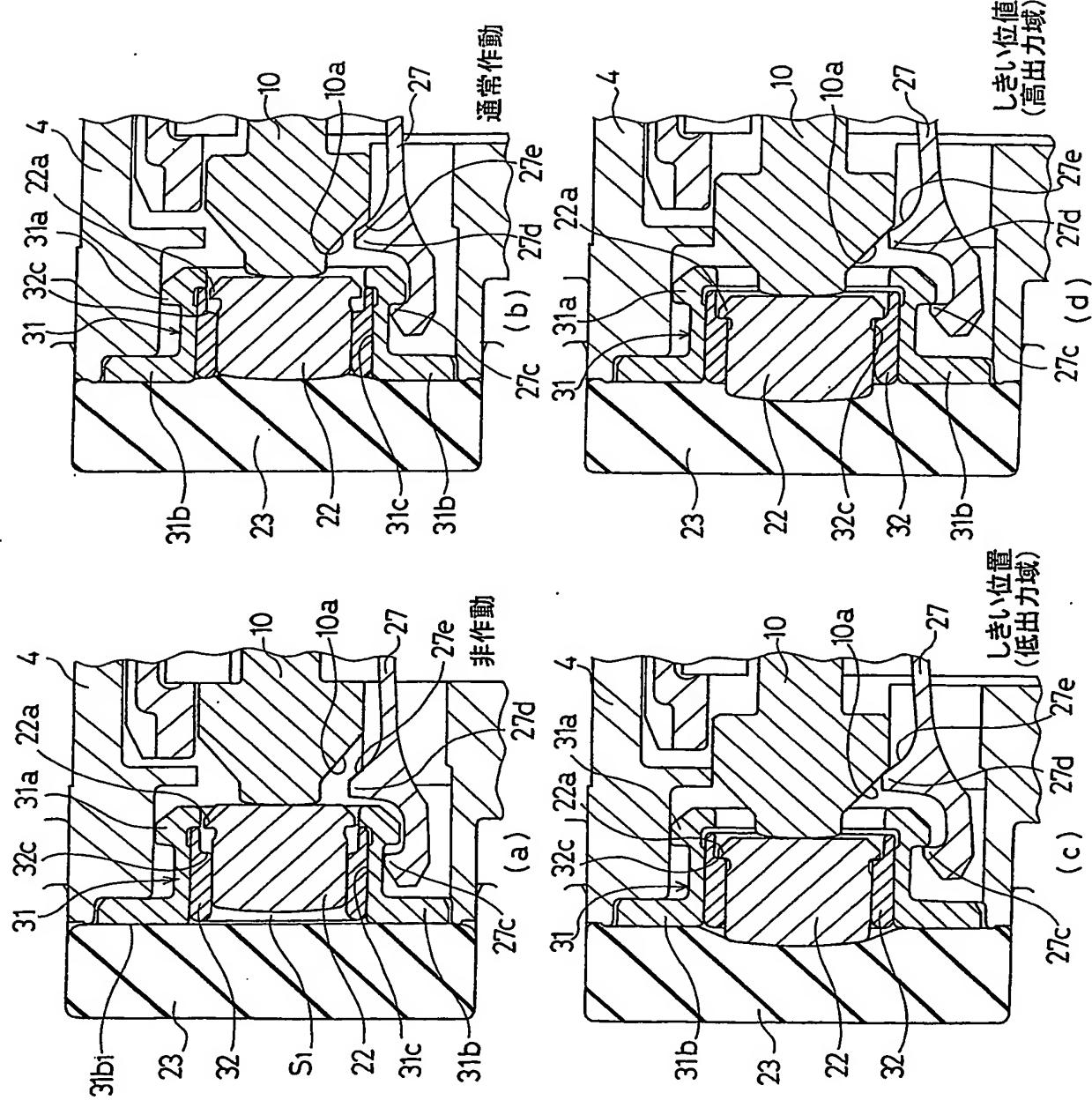


図 9

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/005234

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁷ B60T13/573, B60T8/00, B60T13/66

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int.Cl⁷ B60T13/573, B60T8/00, B60T13/66

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2004
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2004 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 11-208456 A (Nabco Ltd.), 03 August, 1999 (03.08.99), Abstract; Par. Nos. [0010] to [0016] (Family: none)	1-3 4,5
Y	JP 9-263233 A (Denso Corp.), 07 October, 1997 (07.10.97), Par. Nos. [0035] to [0041]; Figs. 4, 5(a) (b) & US 6158824 A Figs. 4, 5A, 5B & EP 798187 A2	1-3
Y	JP 2003-112617 A (Toyota Motor Corp.), 15 April, 2003 (15.04.03), Column 4, lines 33 to 35 (Family: none)	1,2

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	
"A"	document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"B"	earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L"	document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O"	document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P"	document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T"	later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X"	document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y"	document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&"	document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
07 July, 2004 (07.07.04)

Date of mailing of the international search report
27 July, 2004 (27.07.04)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Faxsimile No.

Telephone No..

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/005234

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 97856/1990 (Laid-open No. 54760/1992) 11 May, 1992 (11.05.92), Page 10, line 10 to page 12 line 10; Figs. 1 to 3 (Family: none)	4, 5
P, Y	JP 2004-17740 A (Bosch Automotive Systems Corp.), 22 January, 2004 (22.01.04), Full text; all drawings (Family: none)	1, 2, 4, 5

国際調査報告

国際出願番号 PCT/JP2004/005234

A. 発明の属する分野の分類(国際特許分類(IPC))

Int. cl' B60T13/573, B60T8/00, B60T13/66

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料(国際特許分類(IPC))

Int. cl' B60T13/573, B60T8/00, B60T13/66

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
 日本国公開実用新案公報 1971-2004年
 日本国実用新案登録公報 1996-2004年
 日本国登録実用新案公報 1994-2004年

国際調査で使用した電子データベース(データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリーエ	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 11-208456 A (株式会社 ナブコ), 1999. 08. 03, 【要約】、【0010】～【0016】	1-3
A	(ファミリーなし)	4, 5
Y	JP 9-263233 A (株式会社デンソー), 1997. 10. 07, 【0035】～【0041】、図4、図5 (a) (b) & US 6158824 A, Fig. 4, Fig. 5 A, FIG. 5B & EP 798187 A2	1-3

 C欄の続きにも文献が列挙されている。 パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献(理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

07.07.2004

国際調査報告の発送日

27.7.2004

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官(権限のある職員)

藤井 昇

3W 8817

電話番号 03-3581-1101 内線 6352

国際調査報告

国際出願番号 PCT/JP2004/005234

C (続き) 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	J P 2 0 0 3 - 1 1 2 6 1 7 A (トヨタ自動車株式会社) 2 0 0 3 . 0 4 . 1 5 , 第 4 欄第 3 3 ~ 3 5 行 (ファミリーなし)	1, 2
A	日本国実用新案登録出願 2 - 9 7 8 5 6 号 (日本国実用新案登録出願公開 4 - 5 4 7 6 0 号) の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム 1 9 9 2 . 0 5 . 1 1 , 第 1 0 頁第 1 0 行 ~ 第 1 2 頁第 1 0 行、第 1 図 ~ 第 3 図 (ファミリーなし)	4, 5
P Y	J P 2 0 0 4 - 1 7 7 4 0 A (株式会社ボッシュオートモーティブシステム) 2 0 0 4 . 0 1 . 2 2 , 全文, 全図 (ファミリーなし)	1, 2, 4, 5